Nr. 3—4. Warszawa, dnia 25 kwietnia 1931 r. Rok V.

KOTŁOWNIA I SALA MASZYN

ORGAN STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, Piękna 32, m. 12. Telefon 881-47.

Redaktor: JAN KOMARNICKI, inż. techn.

A. Kozłowski, inż.

NIECO O PALENISKACH NA MIAŁ WĘGLOWY I O WENTYLATORACH DO PODMUCHU.

Ze względu na znaczne oszczędności w kosztach paliwa, jakie dają paleniska na miał węglowy, w porównaniu z paleniskami na węgiel lub drzewo, paleniska tego rodzaju rozpowszechniają się od kilku lat w bardzo szybkiem tempie. Ceny węgla i drzewa znacznie przewyższają ceny miału węglowego, a tymczasem, w dobrze wykonanych paleniskach, wyniki spalania miału są nie gorsze od wyników otrzymywanych przy spalaniu lepszych gatunków węgla. Jednym z ważnych powodów rozpowszechnienia miału jako paliwa do kotłów parowych jest i to, że miał nie ginie podczas transportu ani też na miejscu ze składów.

Wobec tego że miał węglowy, dzięki małym wymiarom kawałeczków węgla, tworzy na rusztach ścisłą warstwę, przez którą powietrze, zasysane przez komin, przebić się nie może, koniecznem jest zastosowanie urządzenia do wdmuchiwania powietrza pod pewnem ciśnieniem, któreby dało możność potrzebnej do spalania miału ilości powietrza, przebić

się przez ścisłą warstwę paliwa. W tym celu paleniska na miał węglowy urządzane są z podwiewem powietrza pod ruszta. Podmuch powietrza uskutecznia się, w przeważnej większości obecnych instalacyj, zapomocą wentylatora. Parowe dysze, stosowane w paleniskach Wiltona, Kudlicza i innych, do zasysania powietrza, coraz rzadziej są spotykane, ponieważ zużycie pary na nie wynosi od 4-ch do 8-miu proc., a koszt energji, zużywanej przez wentylator podmuchowy, wynosi zaledwie od 1-go do 2-ch proc. wydajności kotła. Parowe dysze do podmuchu powietrza niechętnie są stosowane jeszcze i dlatego, że szum tego rodzaju dmuchawek działa niezmiernie denerwująco na obsługę kotła, zagłusza sygnalizacyjne szumy zaworów bezpieczeństwa lub syk pary w miejscu przerwanego szczeliwa, czyli że utrudnia w znacznym stopniu dozorowanie kotła.

Dzięki wielkiemu stosunkowo zapotrzebowaniu palenisk na miał węglowy, znaczna ilość przedsiębiorstw, mających większą lub mniejszą styczność z przemysłem kotłowym, wytwarza je i wyrzuca na rynek pod rozmaitemi nazwami. Różnią się te paleniska pomiędzy sobą przeważnie tylko szczegółami konstrukcji rusztów: dziurkowane płyty, szczeliny podłużne, ruszta poprzeczne, żłobkowe i t. p. W praktyce jednak większość tych reklamowanych palenisk, z bardzo małemi wyjątkami, pracuje niezadowalniająco i często, miast oszczędności, zwiększa koszty eksploatacji kotła: to miał źle się pali, to zasypuje płomienice, płomieniówki lub boczne kanały spalinowe popiołem i niespalonym miałem, to wytwarza w palenisku za silny żar, który niszczy blachę kotła, to płomień stale uderza w stronę drzwiczek paleniska i t. p.

Znaczny odsetek uszkodzeń kotłów parowych, ujawnionych w ciągu ostatnich lat przez inżynierów - rewidentów, przypisać należy wadliwie urządzonemu palenisku na miał węglowy. To też oszczędność, uzyskana na paliwie, staje się oszczędnością względną: lwia jej część, a często nawet cała ze znacznym dodatkiem, zużywa się na nadprogramowe oczyszczanie kotła, naprawę uszkodzeń, zamianę części, a nawet na kupno innego kotła, wzamian zniszczonego przez „oszczędne“ palenisko.

Przyczyny należy szukać w tem, że projektując i budując tego rodzaju paleniska, nie zwraca się, w większości wypadków, dostatecznej uwagi na dokładne ich obliczanie. Najważ-

niejszemi warunkami sprawnego działania paleniska i odpowiedniego wyzyskania ciepła spalania są dokładne obliczenia powierzchni rusztów, ilości potrzebnego powietrza i ciśnienia podmuchu pod ruszty. Sądzę przeto że z korzyścią będzie podanie tutaj, dla celów praktycznych, sposobu obliczania palenisk na miał węglowy, a szczególnie wentylatora do podwiewu powietrza.

Ilość spalanego w ciągu godziny miału węglowego, potrzebną do uzyskania dostatecznej ilości pary w kotle, możemy określić z dostateczną dla celów praktycznych ścisłością ze wzoru: $B = \frac{D}{q}$ *kg*. . . . . (1) w którym oznacza:

B — ilość spalanego w ciągu godziny miału, w kilogramach.

D — ilość odparowanej w ciągu godziny wody w kotle, w kilogramach. Wielkość tą możemy określić, posiłkując się danemi ustalonemi praktycznie, a mianowicie: z 1-go metra kwadratowego pow. ogrzew. kotła można otrzymać, bez zbytniego forsowania, w ciągu godziny —

w kotłach walczakowych	— od	12-tu	do	20-tu	*kg* pary
w kotłach płomienicowych	„	15-tu	„	25-ciu	„ „
w kotłach płomieniówkowych	„	20-tu	„	30-tu	„ „
w kotłach wodnorurkowych	„	20-tu	„	40-tu	„ „

Dla kotła już pracującego, określenie ilości odparowywanej w ciągu godziny wody nie przedstawia trudności: należy tylko, w ciągu kilku godzin pracy, dokładnie ważyć, względnie mierzyć, ilość wody, którą się zasila interesujący nas kocioł, pilnując aby poziom wody w kotle przy końcu pomiaru był taki, jaki był przy rozpoczęciu i przyjąć do obliczeń ilość przypadającą przeciętnie na godzinę.

q — odparowalność miału, t. j. ilość pary otrzymywanej z 1-go kilograma miału na godzinę. W dobrze urządzonem palenisku miał winien wytworzyć z I-go *kg* od 5-ciu do 6-ciu *kg* pary na godzinę, zależnie od jakości miału, t.j. jego wartości opałowej, wilgotności i t. d.

Po otrzymaniu ilości zużywanego w ciągu godziny paliwa, określimy powierzchnię rusztów, wychodząc z założenia że na 1 metrze powierzchni rusztów można spalić bez zbyt-

niego forsowania od 100 do 150 *kg* miału węglowego, a więc średnio pow. rusztów wyniesie:

$$F = \frac{B}{125}\ m^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Przy projektowaniu wielkości powierzchni rusztów musimy się liczyć z warunkami konstrukcyjnemi kotła, naprzykład w kotłach płomienicowych, lokomobilowych i innych, szerokość a nawet i długość rusztów są ograniczone. W tych wypadkach musimy konstruować tak jak nam pozwala miejsce, pamiętając jednak o tem, że długość rusztów, ze względów na możność dokładnej obsługi paleniska, przy ręcznem zarzucaniu paliwa, nie powinna przekraczać 1,75 *m.* (najwyżej 2-ch metrów).

Ilość powietrza potrzebna do spalania 1-go *kg* miału może być określona teoretycznie z wzoru opartego na analizie paliwa, a mianowicie:

$$L = 8{,}92\,C + 26{,}54\left(H - \frac{0}{8}\right) + 4{,}60\ S \text{ metr. sześcien.} \quad (3),$$

gdzie C, H, O i S są to procentowe ilości węgla, wodoru, tlenu i siarki w 1 *kg* węglowego miału.

Dla miału węglowego górnośląskiego wielkość ta wypadnie od 8-miu do 9-ciu m^3 powietrza. W rzeczywistości zaś dla spalania w palenisku kotła parowego jakiego bądź opału, potrzebna jest znacznie większa ilość powietrza, czyli że potrzeba — „nL" — Spółczynnik „n" nazywamy nadmiarem powietrza. Nadmiar powietrza, dla dobrze wykonanych palenisk na miał węglowy, z obsługą ręczną, nie powinien przekraczać półtorakrotnego, czyli że do spalania 1 *kg* miału w palenisku trzeba mieć około 13,5 m^3 powietrza, Zwiększanie nadmiaru powietrza obniża temperaturę spalania i powiększa ilość niespalonych węglowodorów w spalinach, t. j. naogół działa ujemnie na proces spalania.

Ogólna więc ilość powietrza potrzebnego do spalania „B" *kg* miału na godzinę wyniesie:

$$Q = B.\,n.\,L \qquad \text{w } m.^3 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Przystąpimy teraz do obliczenia wentylatora, który ma dostarczyć te ilość powietrza pod ruszta.

Zadaniem wentylatora jest nietylko dostarczenie potrzebnej ilości powietrza, lecz i dostateczne sprężenie dostarczanego powietrza pod rusztami. W pierwszym rzędzie należy zaznaczyć, że ciśnienie powietrza pod rusztami winno być tylko takie, jakie potrzebne jest do pokonania oporu rusztów i warstwy węgla i któreby nie stwarzało ciśnienia, wyższego ponad atmosferyczne, nad rusztami, powodującego porywanie cząsteczek miału i spalanie ich poza rusztami w kanałach spalinowych, albo nawet wynoszenie ich nazewnątrz w stanie niespalonym. Wentylator więc winien dać nam potrzebną ilość powietrza w miejscu spalania, t. j. na rusztach, produkty zaś spalania — spaliny — winien usunąć ciąg kominowy naturalny czy też sztuczny.

Opór tarcia powietrza przy przejściu przez ruszty lub przez warstwę węgla wyrazić możemy równaniem:

$$\Delta p_1 = h_1 - h_2 = \gamma \frac{v^2}{2g} R s = a . v^2 . s \qquad \textit{mm. sł.} \text{ wody} \ldots (5)$$

w którem oznaczają:

$\Delta p_1 = h_1 - h_2$ — spadek ciśnienia powietrza w *mm.* sł. wody;

v — prędkość dopływu powietrza pod ruszta w *m/sek.*

s — wysokość warstwy węgla, lub grubość rusztów w *m.*

γ — ciężar gatunkowy powietrza = 1,293 (przy 0° C i 760 *mm* ciśn. barometrycznego)

g — przyśpieszenie ziemskie = 9,81 *m/sek.*^{2}.

R — empiryczny spółczynnik tarcia powietrza.

Prędkość dopływu powietrza pod ruszty oblicza się z obciążenia rusztów i ilości powietrza:

$$v = \frac{B . n . L}{F . 3600} \qquad \textit{m/sek.} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Inż. R. Dawidowski, prof. Akademji Górniczej, podaje w swej pracy (*Przegląd Techniczny*, rok 1926) spółczynniki tarcia powietrza dla rusztów poziomych, o stosunku przekroju otworów do powierzchni ogólnej rusztów β = 0,35 (uwzględ-

niając brak szczelin w miejscach łączeń i szerokości belek podrusztowych), a mianowicie:

$$R_r = 25{,}606, \text{ czyli że } a_r = \gamma \frac{R}{2g} = 1{,}6875 \quad . \quad (7)$$

Dla miału zaś węglowego, z wyłączeniem oporu szczelin rusztów, prof. R. Dawidowski podaje takie współczynniki:

$$R_m = 2731{,}32 \text{ i } a_m = 180{,}0 \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8)$$

Spółczynniki te otrzymano w wyniku dokładnych badań i pomiarów.

Potrzebne więc sprężenie powietrza pod rusztami określimy sumując opór tarcia powietrza przy przejściu przez ruszty i opór—przy przejściu przez warstwę miału, czyli:

$$\Delta p_1 = a_r \, . \, v^2 \, . \, s_r + a_m \, . \, v^2 \, . \, s_m \quad mm. \; sł. \; w. \quad . \quad (9)$$

Dla innych rusztów, t. j. z innym stosunkiem przekroju otworów do ogólnej powierzchni rusztów, spółczynniki tarcia mogą być określone, wychodząc z założenia, że wzrost oporu przepływu powietrza przez ruszty, czy przez warstwę węgla, jest funkcją drugiej potęgi prędkości powietrza, a prędkość zaś jest odwrotnie proporcjonalna do wielkości płaszczyzn otworów, czyli że:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{\beta_1}{\beta} = \frac{\sqrt{R}}{\sqrt{R_1}}, \text{ z tego wynika: } R_1 = \frac{R\,\beta^2}{\beta_1^{\,2}}, \text{ i } a_1 = \frac{R_1}{2g}\,\gamma \quad . \quad (10)$$

Do obliczenia potrzebnej wielkości wentylatora, nie jest dostatecznem określone, jako podano wyżej, sprężenie powietrza pod rusztami. Oprócz tego wentylator musi pokonać opór przepływu przez rurę, czy kanał prostokątny, doprowadzający powietrze pod ruszty.

Wymiary przekroju przewodu do powietrza od wentylatora wybieramy, wychodząc z założenia, że prędkość powietrza w przewodzie nie powinna być większa ponad 20 *m/sek.*, ponieważ straty ciśnienia, powodowane oporem w przewodzie, wzrastają w stosunku do drugiej potęgi prędkości po-

wietrza, czyli że, ze wzoru (6), przyjmując prędkość $v=20$ *m/sek.*, możemy określić płaszczyznę przekroju przewodu:

$$F_p = \frac{B.n.L}{20.3600} \quad m.\ kw. \quad \ldots\ldots \quad (11)$$

lub dla rury okrągłej, średnicę przewodu:

$$d_p = \sqrt{\frac{B.\ n.\ L.\ 4}{20\ .\ 3600\,\pi}} \quad m\ \ kw. \quad \ldots \quad (12)$$

Do określenia oporu, powstającego z powodu tarcia w przewodzie, możemy się posługiwać wzorem:

$$\Delta p_2 = \rho\, \frac{v.^2\, l.\, u.}{2g\, .\, F} \quad mm.\ sł.\ w. \quad \ldots \quad (13)$$

gdzie: ρ — spółczynnik tarcia powietrza w kanałach, wynoszący od 0,011 do 0,007, zależnie od wielkości przekroju i wygięcia kanału: mniejszy dla większych przekrojów i przy braku kolan,
v — prędkość przepływu powietrza w kanale w *m./sek.*
l — długość kanału w metrach,
u — perymetr przewodu, t. j. długość obwodu w metrach.
g — przyśpieszenie ziemskie.
F — płaszczyzna przekroju kanału w *m. kw.*

Dla przewodów powietrznych, o przekrojach okrągłych, prof. Gadolin (Akad. Inż.—Petersburg) podaje taki wzór:

$$\Delta p_2 = \zeta\, \frac{10^{10}.\ L\ .\ Q^2}{d^5} \quad mm.\ sł.\ w. \quad \ldots \quad (14)$$

w którym:
ζ — spółczynnik, wynoszący od 11-tu, dla prostych rur, do 15-tu—dla rur wygiętych z kolanami.
L — długość przewodu w metrach.
Q — ilość powietrza na godzinę w tonnach, t. j.

$$Q = \frac{B.\ n.\ L.}{1000}\, \gamma \qquad w\ tn,$$

d — średnica przewodu w milimetrach.

O ile wentylator pobiera powietrza nie bezpośrednio zzewnątrz przez otwór ssący, a przez dodatkowy przewód, naprzykład w urządzeniach podgrzewających zasysane powietrze, należy uwzględnić opór nie tylko przewodu tłoczącego, lecz także i ssącego; sposób obliczania ten sam co i dla tłoczącego.

Oprócz obliczonych wyżej oporów Δp_1 i Δp_2 należy dodać jeszcze dynamiczną stratę przy wyjściu powietrza z rury pod ruszty, strata ta wyniesie, jeżeli średnica rury jednakowa do końca, t. j. do wylotu pod ruszt:

$$\Delta p_3 = \frac{v^2}{2g} \gamma \qquad mm.\ sł.\ w. \quad . \ . \ . \quad (15)$$

w tem równaniu oznaczają:

v — prędkość powietrza u wyjścia w *m/sek*.

γ — ciężar gatunkowy powietrza.

g — przyśpieszenie ziemskie.

Robiąc wyjściowy króciec w formie rozszerzającego się ku wyjściu stożka, można uniknąć części tej straty, ponieważ prędkość powietrza, dzięki stopniowemu rozszerzaniu króćca, zmniejsza się, a ciśnienie wzrasta. W tym wypadku, przy obliczaniu dynamicznej straty Δp_3, należy określać prędkość v w przekroju wylotu stożka.

W ostatecznem obliczeniu wentylatora musimy brać pod uwagę wszystkie podane wyżej opory, a więc: rusztu, warstwy paliwa (dla miału grubość warstwy powinna wynosić od 70 do 80 *mm*), przewodów powietrznych ssących i tłoczących i nakoniec otworu wylotowego pod ruszt, czyli że ogólne sprężenie powietrza, które ma wytworzyć projektowany wentylator, wyniesie:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \ mm.\ sł.\ \text{wody} \ . \ . \quad (16)$$

Moc motoru dla wentylatora otrzymamy z wzoru:

$$N = \frac{Q \,.\, \Delta p}{3600 \,.\, 75 \,.\, \eta} \ KM. \quad . \ . \ . \ . \ . \quad (17)$$

gdzie:

Q — ilość powietrza, t. j. $B \cdot n \cdot L$ w m^3/h.

Δp — konieczne sprężenie powietrza w *mm. sł. w.*

η — spółczynnik sprawności wentylatora i motoru, który przyjmuje się od 0,4 do 0,6, zależnie od wielkości.

Mając zresztą ilość potrzebnego powietrza i wymagane sprężenie tegoż, z łatwością już możemy dobrać odpowiedni dla nas wentylator z katalogu wytwórni wentylatorów.

Przy instalowaniu wentylatora z elektrycznym motorkiem, należy zwrócić szczególną uwagę na sposób regulacji podwiewu, który najczęściej wadliwie jest urządzany.

Przy mniejszem obciążeniu kotła, kiedy palimy cieńszą warstwą paliwa, lub kiedy ciśnienie pary jest zaduże i należy obniżyć intensywność palenia, należy zmniejszyć ilość dopływającego powietrza i jego ciśnienie. Otóż regulowanie dopływu powietrza należy zawsze uskuteczniać zmianą ilości obrotów wentylatora, a nie dławieniem wylotu powietrza, t.j. zmniejszeniem przekroju wylotu.

Dławienie wylotu, bez zmniejszenia ilości powietrza, zwiększa prędkość powietrza i powoduje, jak mówiło się już wyżej, wzrastanie strat na pokonanie wirów, tarcia i uderzeń, t. j. zwiększa zużycie energji na obracanie wentylatora. Przy zmniejszeniu obciążenia rusztów, należy zmniejszyć ilość podwiewanego powietrza, jego ciśnienie i szybkość, a więc i moc zużywaną przez wentylator. Zmniejszenie zaś ilości powietrza i mocy motoru możliwe jest tylko przy zmniejszeniu ilości obrotów. Wobec powyższego, do obracania wentylatora, należy stosować silniki z urządzeniem pozwalającem na zmianę ilości obrotów w możliwie szerokiej skali.

Mówiąc o obliczaniu rusztów i wentylatora, na miejscu będzie chociaż pobieżne omówienie niektórych znamiennych cech prowadzenia palenia w paleniskach na miał węglowy.

Miał węglowy, jako składający się z drobnych kawałeczków węgla, najczęściej o znacznie większej wilgotności aniżeli węgiel w większych kawałkach (szczególnie w okresie jesiennym i zimowym), po zarzuceniu do paleniska, pokrywa ścisłą wilgotną warstwą dopalający się żar na rusztach i momentalnie przytłumia ogień, wydzielając jednocześnie, przy zetknięciu się z wysoką temperaturą w komorze paleniska, znaczne ilości pary wodnej i palnych gazów. Jeżeli

nie mamy w palenisku silnie rozżarzonej powierzchni, od której te gazy mogłyby się zapalić, znaczna ich część ucieka przez kanały do komina w stanie niespalonym.

Najlepiej przeto miał się spala w takich paleniskach, w których na ruszty, działa promieniowanie ścian paleniska z ogniotrwałej cegły. Gorzej jest z paleniskami w płomienicach, gdzie urządzenie sklepienia jest utrudnione, to też w celu zmniejszenia strat na niespalonych gazach oraz możliwego przytłumienia ognia, należy albo dorzucać miał częściej w niedużej ilości, co nie daje ani chwili prawie wytchnienia palaczowi, i zmuszając do zbyt częstych otwierań drzwiczek paleniska, poniekąd studzi też ścianki płomienicy, względnie płomieniówek, albo prowadzić palenie na połówkach pola rusztów, to jest zarzucać z początku na jedną połowę, a kiedy się tam dobrze rozżarzy — na drugą, ściśle przestrzegając kolejności.

Należy jednak podkreślić, że dla kotłów o niedużej względnie średnicy płomienicy, lub dla kotłów lokomobilowych o krótkiej płomienicy i o bardzo małej objętości komory spalania, zawsze lepiej dobudować przedpalenisko, w którem spalanie będzie i lepsze i łatwiejsze do obsługi.

Następnie często bardzo w paleniskach na miał węglowy z podmuchem, niezwłocznie po zarzuceniu porcji miału, silny strumień płomienia uderza w stronę drzwiczek i, jeżeli palacz nie usunie się w porę, to możliwy jest wypadek niebezpiecznego poparzenia. Bywały nawet wypadki wybuchu gazów w kanałach spalinowych i rozsadzania obmurza kotła.

Niepożądane zjawiska tego rodzaju tłomaczą się częściowo już omówionym raptownem wydzielaniem się dużej ilości gazów i zapalaniem się ich dopiero po pewnej chwili po rozgrzaniu się w komorze paleniska, lub już w kanałach, oraz tem, że ciąg kominowy nie może nadążyć z usuwaniem gazów, szczególnie kiedy kanały spalinowe są wąskie, lub próg za rusztami zbyt wysoki, albo też kiedy, jak nadmieniono na wstępie, podmuch pod ruszty jest zbyt silny i wytwarza nadciśnienie nad rusztami.

Przyczyną takich wybuchów może być i nieumiejętna obsługa: zaduże ilości miału zarzucone jednorazawo; przykrycie zasuwy kominowej; zanieczyszczenie kanałów popiołem lub nieumiejętne regulowanie podmuchu.

NIEWŁAŚCIWA NAPRAWA USZKODZENIA W JEDNEM MIEJSCU KOTŁA MOŻE SPOWODOWAĆ POWSTANIE USZKODZENIA W INNEM MIEJSCU.

Temperatura blach całego kotła nie jest jednakowa. Różnica temperatur w różnych częściach zmienia się w różnych okresach pracy kotła jako to: zasilanie, zarzucanie węgla przy ręcznej obsłudze rusztu, czyszczenia paleniska i t. p.

Ciśnienie w kotle rzadko kiedy utrzymywane jest na stałym poziomie; przeważnie waha się ono w pewnych granicach, wahania te są wywoływane już to wskutek nierównomiernego zapotrzebowania pary, już to dzięki niejednakowej zdolności wytwarzania pary w różnych okresach pracy kotła.

Zarówno pierwsza jak i druga okoliczność powodują stałe zmiany w obciążeniu blach kotła; blacha stale kurczy się i wyciąga. Zjawisko to zachodzi w niejednakowym stopniu w różnych miejscach kotła, przyczem miejsca w których ono zachodzi najbardziej jaskrawo zmieniają się w zależności od okresów pracy kotła.

Mając na uwadze wyżej opisany charakter pracy kotła, prawodawstwo — w przepisach o budowie kotłów — zezwala na używanie do budowy kotłów tylko materjałów zdolnych do znacznych odkształceń bez pęknięcia, a więc bardzo ciągliwej blachy z żelaza zlewnego i z miedzi.

Taka ustawiczna gra w materjale daje się najdotkliwiej odczuć na wszelkich wygięciach i w pobliżu usztywnień a więc na wyobleniach kołnierzy dennicy, łączących dennicę z płaszczem lub z płomienicą, na wygięciach poszczególnych dzwon płomienicy, łączonych pomiędzy sobą lub z dennicami i t. p.

Jako przykład rozpatrzmy przedni kołnierz płomienicy kotła lokomobili z wysuwalnym systemem rurowym (rys. 1).

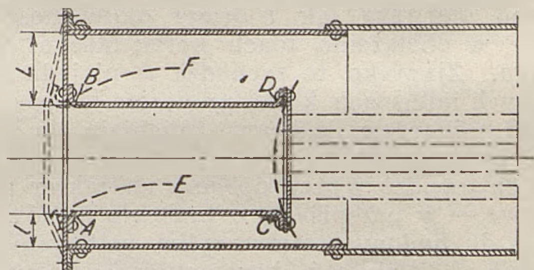
System rurowy, to jest płomienica i płomieniówki są od wewnątrz ogrzewane bardzo gorącemi gazami, a zzewnątrz znajdują się w atmosferze gorącej wody. Płaszcz kotła zaś od wewnątrz znajduje się w tej samej temperaturze pary i wody, od zewnątrz zaś w zupełnie niskiej temperaturze kotłowni.

Z powyższego widzimy, że podczas pracy kotła system rurowy znacznie więcej jest nagrzany niż płaszcz.

To też system rurowy, którego długość w zimnym stanie kotła jest zupełnie taka sama jak długość płaszcza, staje się podczas pracy kotła znacznie dłuższy od płaszcza, rozpychając płaskie dennice.

Przy takiem rozpychaniu są naogół doginane przednie (*A B*) i tylne (*C D*) wyoblenia płomienicy. Pod wpływem jednak zmiennych warunków pracy wyoblenia te są stale doginane i jak gdyby rozginane.

Dolna część (*A*) przedniego wyoblenia (*A B*) jest najbardziej narażona na uszkodzenie, w tem też miejscu najczęściej tworzą się pęknięcia wzdłuż obwodu wyoblenia, — *są to nadgniecenia, nie jak się je często niesłusznie nazywa, naderwania.*



Rys. 1

Przy nadmiernem doginaniu wyoblenia, zewnętrzne włókna (od strony mniejszego promienia) zgniatają się, pozostawiając przy odginaniu rowek z początku niedostrzegalny, który przechodzi często w dość długie rowkowe pęknięcie długości czasami równej połowie obwodu płomienicy lub nawet większej.

Zachodzi pytanie dlaczego przednie wyoblenie (*A B*) jest więcej narażone na uszkodzenie niż (*C D*). Podkreślić należy iż w tylnem wyobleniu płomienicy rozpatrywanego typu kotłów prawie zupełnie się tego rodzaju uszkodzeń nie spotyka.

Przyczyna leży w tej okoliczności, iż rozpychana ku zewnątrz przednia dennica tak się odkształca, (linje przerywane) iż sprzyja doginaniu się przedniego wyoblenia (*A B*), czego niema w wyobleniu tylnem (*C D*), gdyż tam przeciwnie,

rozpychające działanie płomieniówek powoduje takie odkształcenie ściany sitowej (linje przerywane), które częściowo usuwa doginanie tylnego wyoblenia.

Wytłómaczenie dlaczego nadgniecenie w większości wypadków zaczyna się u dołu przedniego wyoblenia, t. j. w punkcie *A*, a nie u góry, jest bardzo łatwe i nie nasuwa żadnej wątpliwości, jeżeli zauważyć, że dzięki mniejszemu wymiarowi (*l*) u dołu dennicy w porównaniu z wymiarem (*L*) u góry po odkształceniu dennicy, wyoblenie u dołu będzie więcej dogięte niż u góry, to jest kąt w punkcie (*A*) będzie mniejszy niż w punkcie (*B*).

Jedno takie nadgniecenie dołu przedniego wyoblenia płomienicy, niegłębokie, długości zaledwie 200 *mm*, — które inżynier Dozoru Kotłów zalecił obserwować przy każdem czyszczeniu kotła i donosić mu w razie zauważenia znacznego zwiększenia się tego uszkodzenia, — za poradą miejscowego mechanika i bez wiedzy inżyniera zalano grubo żelazem, sposobem elektrycznym na długości znacznie większej niż wynosiła długość nadgniecenia.

W półtora roku po dokonaniu tej naprawy podczas rewizji wewnętrznej inżynier Dozoru Kotłów stwierdził obecność nowego uszkodzenia, a mianowicie nadgniecenia długości 400 *mm* przedniego wyoblenia u góry t. j. w miejscu (*B*).

Powstanie tego nadgniecenia tłomaczy się w sposób następujący: nadmiernie usztywniony dół przedniego wyoblenia sutem elektrycznem zalaniem, nie pozwalał na doginanie się w tem miejscu wyoblenia, sprzyjając zachowaniu w tem miejscu kąta prostego pomiędzy kołnierzem i płomienicą, wobec czego płomienica miała dążność do wygięcia się ku górze, jak to przesadnie wskazują linje *E* (spód płomienicy) i *F* (grzbiet płomienicy). Oczywiście, iż przy takiem odkształceniu się płomienicy, góra przedniego wyoblenia, to jest punkt *B*, był silnie doginany co też w rezultacie spowodowało w krótkim czasie dość znaczne uszkodzenie.

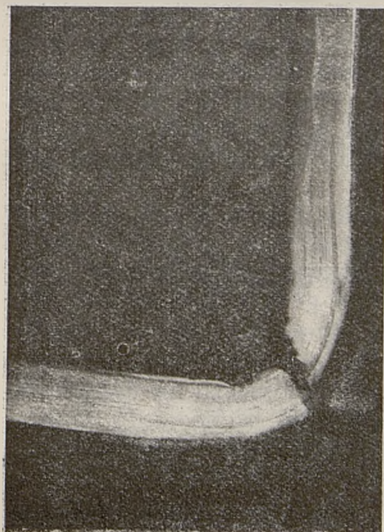
Jest to jeden z przykładów, kiedy niewłaściwa naprawa uszkodzenia w jednem miejscu kotła, spowodowała powstanie uszkodzenia w innem miejscu.

Z. K.

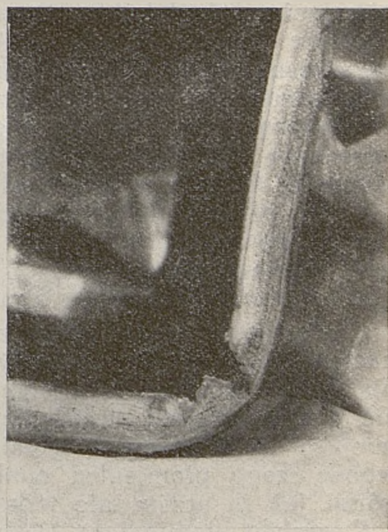
USZKODZENIE KOTŁA.

Opisane poniżej uszkodzenie kotła dotyczy lokomobili rolniczej. Kocioł o wyciągalnym systemie rur, zbudowany został w r. 1915 w fabryce R. Wolf, na ciśnienie 10 *atn* pow. ogrz. około 12 m^2.

Uszkodzenie to znajdowało się w dolnej części pierścienia, łączącego walczaki o różnej średnicy — na wygięciu i wystąpiło w formie pęknięcia o długości połowy obwodu pierścienia. Na rys. 1 i 2 widzimy poprzeczny przekrój bla-



Rys. 1



Rys. 2

chy na rys. 3, widok od strony wewnętrznej, na rys. 4 od strony zewnętrznej. W dolnej części pęknięcie, (rys. 1 i 2), przeszło na wylot, gdzie widoczne jest również wylizanie wskutek parowania.

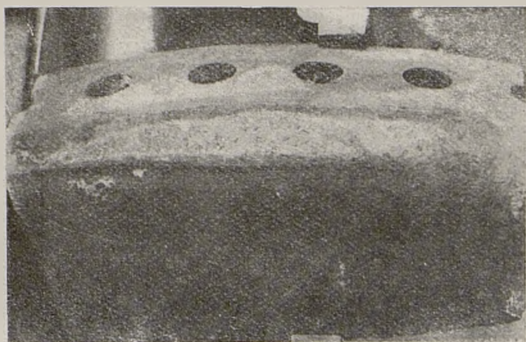
Miejsce uszkodzenia oraz jego charakter *są typowe* i w powyższym wypadku nie byłoby nic dziwnego, gdyby

nie to, że kocioł jest stosunkowo „młody", gdyż pracuje dopiero od 1915 roku. Przyjmując trzymiesięczny czas pracy w roku, dla lokomobil rolniczych, otrzymamy dla danego



Rys. 3

kotła około 4-ch lat efektywnej pracy. Mimo tak krótkiego czasu pracy nastąpiło poważne uszkodzenie.



Rys. 4

Zastanawiając się nad miejscem uszkodzenia — dochodzimy do tego, że miejsce to jest najbardziej narażone na zginanie, z powodu wydłużania się systemu rur i na korozje,

gdyż w miejscu tem najchętniej gromadzi się kamień i muł. Po osłabieniu blachy przez korozję, o czem świadczy szerokość naderwania po stronie wewnętrznej, następuje pęknięcie blachy wskutek wzrostu naprężeń zginających. Również wszelkie skoki ciśnienia będą tu miały swoje znaczenie.

Na uszkodzenie kotła z powodu naprężeń nie możemy mieć wpływu — jednak przez częste czyszczenie kotła oraz jednostajne obciążenie, co zależy tylko od obsługi, możemy czas pracy kotła przedłużyć. W przeciwnym razie właściciel kotła narażony będzie na częste i kosztowne naprawy, gdyż naprzykład w danym wypadku nowy pierścień trzeba było zamawiać w Niemczech w fabryce, która kocioł zbudowała.

Wracając jeszcze do fotografji należy zauważyć, że pierścień posiadał zbyt ostre wygięcie, co należy uważać za błąd konstrukcji.

Nie można tu powstrzymać się od uwagi co do stanowiska właściciela kotła, który darząc większem zaufaniem swego kowala, twierdził, że to zapewne fabryka już tak kocioł wypuściła i rys ten zakitowała (kamień, muł, smar), a zatem wszystko jest w porządku i kocioł może nadal pracować.

Bardziej szczegółowe wyjaśnienia innych przyczyn uszkodzeń kotłów tego typu omówione były w Sprawozdaniu Stowarzyszenia Dozoru Kotłów za r. 1926 oraz na łamach *T. C.* w artykule inżyniera Mieczysława Dautera (patrz *Technika Cieplna* rok 1927 Nr. 9, str. 116).

E. M.

SPROSTOWANIE.

W art. inż. J. R. p. t.: Ujemne skutki przenikania powietrza przez szczeliny do kanałów spalinowych w kotłach parowych, ogłoszonym w Nr. 1—2 Kotłowni i Sali Maszyn 1931 r. należy czytać:

na str. 14 wiersz 11 od góry — 36 *m* zamiast — 32 m^2,
na str. 15 wiersz 16 od góry — nadmiar powietrza 1,6 zamiast — 66
„ „ „ wiersz 7 od dołu — nomalna ilość obrotów 162 „ — 102.

Druk. Kooper. Pracown. Druk. Warszawa, Zielna 47, tel. 619-57